

Литература

- 1 Трубы напорные из полиэтилена. Технические условия: ГОСТ 18599–2001.– Введ.01.01.03. – Минск: Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации: Белор. гос. ин-т стандартизации и сертификации, 2003. – 21 с.
- 2 Рузин, М.Я. Гидравлический расчет пластмассовых трубопроводов / М.Я. Рузин // Водоснабж. и санит. техника. – 1962. – № 9. С. 1–5.
- 3 Казанли, Е.А. Сети водоснабжения и водоотведения из полимерных труб. Расчет, проектирование и монтаж / Е.А. Казанли – Минск: БНТУ, 2006. – 170 с.
- 4 Альтшуль, А.Д. Гидравлические сопротивления / А.Д. Альтшуль. – М.: Недра, 1970. – 216 с.
- 5 Шевелев, Ф.А. Исследование основных гидравлических закономерностей турбулентного движения в трубах / Ф.А. Шевелев. – М.: ВОДГЕО, 1953. – 208 с.
- 6 Киселев, П.Г. Справочник по гидравлическим расчетам / П.Г. Киселев; под ред. В.Д. Журина. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1961. – 352 с.
- 7 Оффенгенден, Ю.С. Гидравлический расчет пластмассовых трубопроводов / Ю.С. Оффенгенден // Гидротехн. и мелиор. – 1972. – № 1. – С. 24–28.
- 8 Шевелев, Ф.А. Таблицы для гидравлического расчета стальных, чугунных, асбестоцементных, пластмассовых и стеклянных водопроводных труб / Ф.А. Шевелев; под ред. Л.Ф. Мошнина. – М.: Стройиздат, 1973. – 112 с.
- 9 Фастовский, В.Г. Исследование теплоотдачи в спиральном канале / В.Г. Фастовский, А.Е. Ровинский // Теплоэнергетика. – 1957. – № 1. – С. 39–41.
- 10 Квитковский, Ю.В. Гидравлическое сопротивление плавно изогнутых труб. / Ю.В. Квитковский // Сб. науч. тр. / Московский ин-т инж. железнод. трансп. – Москва, 1963. – Вып. 176. – С. 61–63.
- 11 Идельчик, И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / И.Е. Идельчик. – М.: Машиностроение, 1975. – 560 с.
- 12 Аронов, И.З. О движении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках / И.З. Аронов // Извест. высш. учебн. заведений. Энергетика. – 1961. – № 3. – С. 65–74 с.
- 13 Аронов, И.З. О гидродинамическом подобию при движении жидкости в изогнутых трубах-змеевиках / И.З. Аронов // Извест. высш. учебн. заведений. Энергетика. – 1962. – № 4. – С. 130–132.

УДК 629.114.2-182.8

**ОБЕСПЕЧЕНИЕ УНИВЕРСАЛЬНОСТИ НАВЕСНОГО УСТРОЙСТВА
ЭНЕРГОСРЕДСТВА УЭС-2-250А «ПОЛЕСЬЕ» С ЦЕЛЬЮ СОЗДАНИЯ
СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ АГРЕГАТОВ МОДУЛЬНОГО ТИПА**

Дюжнев А.А., Котов А.В., Чупрынин Ю. В.

(РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике»)

Агрегатирование универсального энергетического средства УЭС-2-250А, выпускаемого ПО «Гомсельмаш», с навесными сельскохозяйственными машинами или орудиями осуществляется при помощи навесного устройства (НУ), представляющего собой рычажный механизм, передвигаемый гидроцилиндрами. По отношению к энергосредству навешенная машина может располагаться либо перед мостом управляемых колес – переднее НУ, либо перед мостом ведущих колес – заднее навесное устройство. В процессе эксплуатации энергосредства наиболее широко применяется заднее (большое) НУ, которое при помощи трех присоединительных точек (верхней и двух нижних тяг, образующих присоединительный треугольник) обеспечивает стыковку и требуемое относительное расположение сельскохозяйственных машин в рабочем и транспортном состояниях.

Механизм НУ представляет собой пространственный рычажный механизм, плоский аналог которого получают путем проецирования характерных точек механизма на его продольную плоскость симметрии.

Согласно плоской расчетной схеме представленной на рисунке 1, механизм НУ шарнирно закреплен на раме энергосредства в четырех опорных точках А, Е, М и О. В точке А осуществляется крепление гидроцилиндра АВ механизма НУ, в точке Е – крепление нижних тяг ЕF, в точке М – крепление верхней (центральной) тяги МК, а в точке О – крепление двулучевого рычага ОВС. Тяги механизма НУ через соединительный треугольник связаны с навесной машиной посредством звена KF, условно принимаемого за выходное звено и называемого стойкой. Такой способ агрегатирования характерен для большинства мобильных энергетических средств как отечественного, так и зарубежного производства.

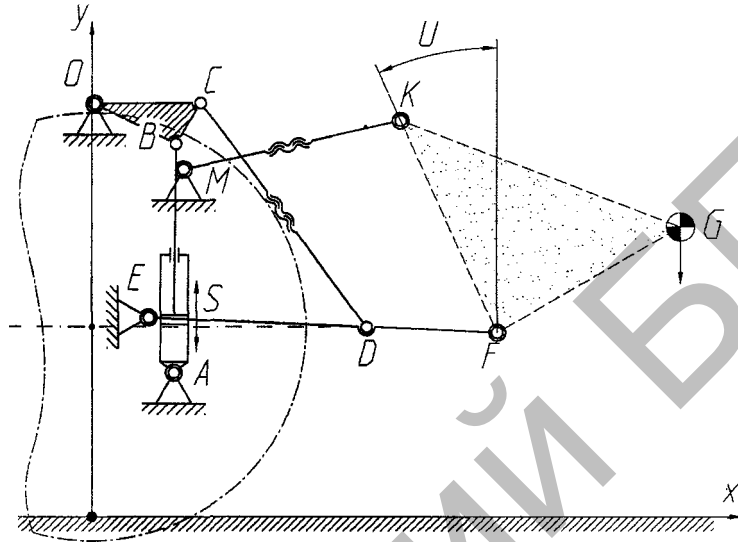


Рисунок 1 – Схема механизма навесного устройства энергосредства УЭС-2-250А

Раскосы CD механизма НУ и верхняя (центральная) тяга МК представляют собой регулируемые звенья с заданным диапазоном регулировки, а крепление верхней (центральной) тяги МК в точке М может осуществляться в двух положениях. Изменение размеров механизма НУ УЭС-2-250А, которое обеспечивается конструктивно, позволяет осуществлять его переналадку на различные режимы работы с широким шлейфом адаптеров. Гидроцилиндр АВ через систему рычагов осуществляет подъем - опускание навешенного адаптера и обеспечивает требуемое его расположение в рабочем и транспортном состоянии.

Для удовлетворительной работоспособности НУ с конкретным адаптером необходимо обеспечить требуемую высоту расположения адаптера над горизонтом и заданный характер изменения угла наклона стойки к вертикали в рабочем и транспортном состояниях. С этой целью проводится соответствующая регулировка раскосов CD и верхней тяги МК или меняется положение точки крепления верхней тяги М.

В данной работе рассмотрено аналитическое описание плоского рычажного механизма на примере механизма НУ энергосредства УЭС-2-250А с навешенным адаптером согласно схеме приведенной на рисунке 1. Используемый метод аналитического описания механизма, основанный на применении векторного анализа, уже более 10 лет успешно применяется в РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике» ПО «Гомсельмаш» при проектировании рычажных механизмов сельскохозяйственных агрегатов. Этот метод отличается простотой и наглядностью, легко поддается формализации и алгоритмизации в любых современных математических пакетах и языках программирования.

Принятые условные обозначения и аналитические зависимости

Для описания метода введем следующие понятия. Вектор, обозначенный одной буквой, будем считать абсолютным вектором, т.е. координатами точки относительно принятого начала системы координат, которая в данном частном случае совмещена с осью ведущего

колеса энергосредства на уровне условного горизонта (см. рисунок 1). Двумя буквами будем обозначать относительный вектор, т.е. координаты второй точки относительно первой.

Основой данного метода является система аналитического преобразования координат исходного вектора в вектор, который может быть получен из исходного путем поворота его на некоторый угол в заданном направлении в рассматриваемой плоскости XY.

$$\vec{V}1 = TurnV(\vec{V}, \alpha) = \begin{pmatrix} \cos(\alpha) & \cos(90+\alpha) & 0 \\ \cos(90-\alpha) & \cos(\alpha) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} V_x \\ V_y \\ V_z \end{pmatrix}, \quad (1)$$

где \vec{V} – поворачиваемый вектор;

α – угол поворота исходного вектора. Причем значение угла α принимается со знаком «+» при осуществлении поворота исходного вектора против часовой стрелки, а при повороте по часовой стрелки – со знаком «-».

Выражение (1) означает, что вектор $\vec{V}1$ может быть получен из вектора \vec{V} путем его поворота на угол α в плоскости XY. Для чего первый множитель правой части выражения (1), который представляет собой матрицу направляющих косинусов поворота, необходимо умножить на исходный вектор, который представлен в виде второго множителя. В этом случае полученный вектор будет иметь длину такую же, как исходный вектор, но другое направление.

Для получения повернутого в плоскости вектора, имеющего заданную длину необходимо полученный с помощью выражения (1) вектор умножить на его длину и разделить на модуль исходного вектора. Это преобразование можно записать в виде выражения (2).

$$\vec{V}1 = TurnV_{Lnew}(\vec{V}, \alpha, Lnew) = TurnV(\vec{V}, \alpha) \cdot \frac{Lnew}{|\vec{V}|}, \quad (2)$$

где $Lnew$ – длина нового вектора.

Определение величин углов, на которые необходимо поворачивать известные вектора для нахождения неизвестных векторов, будем осуществлять по теореме косинусов для треугольника с известной длиной всех сторон.

$$\text{Tcos}(L_1, L_2, L_3) = \arccos\left(\frac{L_1^2 + L_2^2 - L_3^2}{2 \cdot L_1 \cdot L_2}\right), \quad (3)$$

где L_1 и L_2 – стороны треугольника, прилежащие к искомому углу,
 L_3 – сторона треугольника, противолежащая искомому углу.

Кинематический анализ

Исходными данными для описания механизма являются координаты неподвижных точек, известные длины звеньев и углы. В качестве обобщенной координаты примем ход поршня гидроцилиндра механизма НУ, пределы изменения которого заранее известны. При этом длину гидроцилиндра между точками его крепления в процессе работы механизма можно представить в виде суммы длины гидроцилиндра в сомкнутом состоянии Lo_{GC} и обобщенной координаты S , т.е.:

$$L_{AB}(S) = Lo_{GC} + S. \quad (4)$$

Аналитическое описание механизма с учетом выражений (1)-(3) можно представить в следующем виде:

$$\vec{AO} = \vec{O} - \vec{A}; \quad (5)$$

$$\hat{OAB}(S) = T \cos(|\vec{AO}|, L_{AB}(S), L_{OB}), \quad (6)$$

где $\hat{OAB}(S)$ – угол между векторами \vec{AO} и \vec{AB} при вершине A треугольника OAB ;
 $L_{AB}(S)$ – длина гидроцилиндра между точками его крепления в процессе работы механизма;

L_{OB} – заданная длина вектора \vec{OB} .

$$\vec{AB}(S) = \text{Turn}V_{L_{new}}(\vec{AO}, -\hat{OAB}(S), L_{AB}(S)). \quad (7)$$

Выражением (7) получаем вектор $\vec{AB}(S)$ поворотом вектора \vec{AO} на угол $\hat{OAB}(S)$ по часовой стрелке и изменением его длины на длину гидроцилиндра $L_{AB}(S)$. Выражениями (8) и (9) вычисляем абсолютную координату точки B .

$$\vec{B}(S) = \vec{A} + \vec{AB}(S); \quad (8)$$

$$\vec{OB}(S) = \vec{B}(S) - \vec{O}. \quad (9)$$

С помощью выражений (10)-(24) можно получить положение всех характерных точек механизма НУ энергосредства в зависимости от величины хода поршня гидроцилиндра S .

$$\hat{COB} = T \cos(L_{OB}, L_{OC}, L_{BC}); \quad (10)$$

$$\vec{OC}(S) = \text{Turn}V_{L_{new}}(\vec{OB}(S), \hat{COB}, L_{OC}); \quad (11)$$

$$\vec{C}(S) = \vec{O} + \vec{OC}(S); \quad (12)$$

$$\vec{BC}(S) = \vec{C}(S) - \vec{B}(S); \quad (13)$$

$$\vec{EC}(S) = \vec{C}(S) - \vec{E}; \quad (14)$$

$$\hat{CED}(S) = T \cos(|\vec{EC}(S)|, L_{ED}, L_{CD}); \quad (15)$$

$$\vec{ED}(S) = \text{Turn}V_{L_{new}}(\vec{EC}(S), -\hat{CED}(S), L_{ED}); \quad (16)$$

$$\vec{D}(S) = \vec{E} + \vec{ED}(S); \quad (17)$$

$$\vec{EF}(S) = \text{Turn}V_{L_{new}}(\vec{ED}(S), 0, L_{EF}); \quad (18)$$

$$\vec{F}(S) = \vec{E} + \vec{EF}(S); \quad (19)$$

$$\vec{MF}(S) = \vec{F}(S) - \vec{M}; \quad (20)$$

$$\hat{FMK}(S) = T \cos(|\vec{MF}(S)|, L_{MK}, L_{KF}); \quad (21)$$

$$\vec{MK}(S) = \text{Turn}V_{L_{new}}(\vec{MF}(S), \hat{FMK}(S), L_{MK}); \quad (22)$$

$$\vec{K}(S) = \vec{M} + \vec{MK}(S); \quad (23)$$

$$\vec{FK}(S) = \vec{K}(S) - \vec{F}(S). \quad (24)$$

Положение навешенного адаптера определяется положением оси подвеса F и углом наклона стойки адаптера FK к вертикали. С помощью выражений (25) и (26) можно получить положение центра тяжести навешенного адаптера в зависимости от величины хода поршня гидроцилиндра S .

$$\vec{FG}(S) = \text{Turn}V_{L_{new}}(\vec{FK}(S), -\hat{KFG}, L_{FG}); \quad (25)$$

$$\vec{G}(S) = \vec{F}(S) + \vec{FG}(S). \quad (26)$$

Выражениями (4)-(26) описывается кинематика всей рассматриваемой системы в целом.

Передаточное отношение представляет собой вертикальную составляющую аналога линейной скорости центра тяжести навешенной машины и может быть определено как:

$$I_G(S) = \frac{d}{dS} \vec{G}(S)_Y, \quad (27)$$

где $\vec{G}(S)_Y$ – вертикальная составляющая вектора-точки центра тяжести навешенной машины.

Силовой анализ

Выражение (27) для передаточного числа механизма НУ позволяет определить соответствующую грузоподъемность НУ по следующему выражению:

$$G_G(S) = \frac{F_{GC}^{\max} \cdot \eta_{GIDRO}}{I_G(S)}, \quad (28)$$

где F_{GC}^{\max} – максимально допустимая величина усилия на штоке гидроцилиндра механизма НУ, Н;

η_{GIDRO} – полный к.п.д. гидравлической и механической системы НУ;

$I_G(S)$ – передаточное отношение механизма НУ.

Максимально допустимую величину усилия на штоке гидроцилиндра механизма НУ можно определить зная максимальное давление в гидроцилиндре и площадь поршня:

$$F_{GC}^{\max} = p_{\max} \cdot S_D, \quad (29)$$

где p_{\max} – максимальное давление в гидроцилиндре, Па;

S_D – площадь поршня гидроцилиндра, м².

Согласно выражению (28) основным фактором, влияющим на величину грузоподъемности НУ, которое может регулироваться геометрическими параметрами, является передаточное отношение механизма НУ – $I_G(S)$.

В качестве управляющих параметров передаточного отношения можно принять длины регулируемых тяг L_{MK} и L_{CD} , длину стойки присоединительного треугольника L_{KF} , а также координаты точки крепления верхней тяги НУ M , расположенной на раме энергосредства. Каждой комбинации вектора управляющих параметров $\vec{V} = f(L_{MK}, L_{CD}, L_{KF}, M)$ соответствует определенное значение передаточного отношения механизма НУ, которое в свою очередь определяет величину грузоподъемности. Однако при этом следует учитывать конструктивные ограничения, которые могут быть наложены на управляющие параметры НУ, т.е. $L_{MK}^{\min} \leq L_{MK} \leq L_{MK}^{\max}$.

На рисунке 2 приведены зоны изменения величины грузоподъемности и изменения угла наклона стойки к вертикали в зависимости от изменения управляющих параметров в принятом диапазоне. Границы зон получены таким сочетанием величин управляющих параметров, при которых достигается минимальные и максимальные значения исследуемых величин.

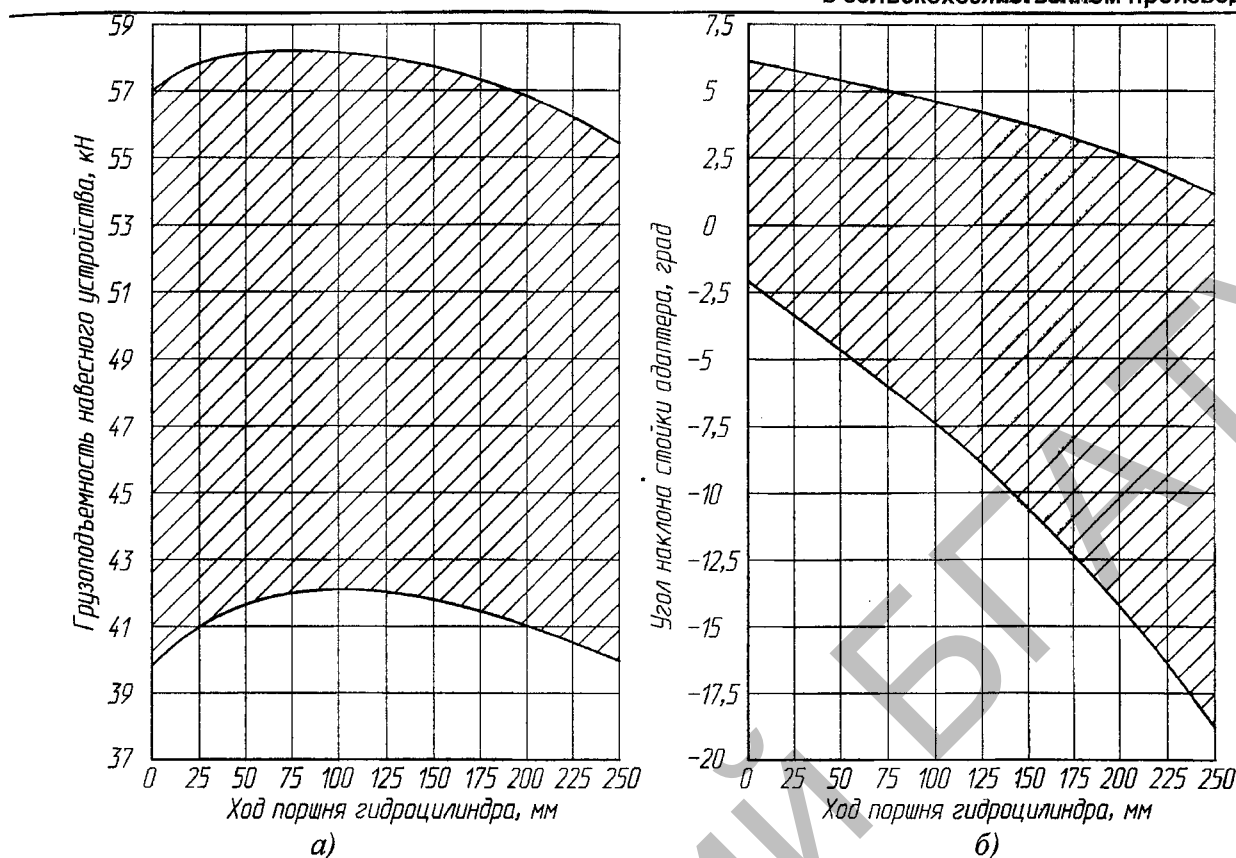


Рисунок 2 – Зоны изменения величины грузоподъемности навесного устройства (а) и изменение величины угла наклона стойки адаптера к вертикали в пределах возможных регулировок величины управляющих параметров

Используя все приведенные выше выражения, описывающие рассмотренную систему, можно осуществить оптимизацию механизма НУ с целью обеспечения потребных выходных параметров для агрегатирования с каждым конкретным адаптером.

Выводы

1. Навесное устройство энергосредства УЭС-2-250А является универсальной настраиваемой системой с широким диапазоном регулируемых свойств, позволяющей обеспечить оптимальные параметры для агрегатирования с любым имеющимся или вновь проектируемым адаптером.
2. Представленный в статье метод векторного анализа рычажных механизмов позволяет просто и наглядно описывать проектируемые рычажные механизмы. Этот метод легко поддается формализации и алгоритмизации в любых современных математических пакетах и языках программирования, позволяет применять различные методы оптимизации для решения поставленной технической задачи. Применение данного метода позволяет в короткие сроки и с высоким качеством создавать оптимальные и конкурентоспособные системы рычажных механизмов для сельскохозяйственных агрегатов, что подтверждается многолетним опытом его использования в РКУП «ГСКБ по зерноуборочной и кормоуборочной технике» ПО «Гомсельмаш».

Литература

1. Крайнев А.Ф. Словарь-справочник по механизмам. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1987. – 560 с., ил.
2. Чупрынин Ю.В., Дюжев А.А. Алгоритм расчета геометрии ременного контура векторным способом // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2005, № 6.

3. Котов А.В. Формирование функциональной математической модели механизма навески с переменными параметрами для энергосредства. Диссертация на соискание степени магистра технических наук. Гомель, 2004.
4. Котов А.В., Чупрынин Ю.В. Применение векторного анализа при проектировании рычажных механизмов. // Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве: материалы Междунар. науч.-практ. конф. – Мн., 2007. – С.32-37.

УДК [634.1.055:631.319.4]:632.931

ОБОСНОВАНИЕ ОСНОВНЫХ КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ РОТОРНОГО РАСПРЕДЕЛЯЮЩЕГО РАБОЧЕГО ОРГАНА МАШИНЫ ДЛЯ ВНЕСЕНИЯ МУЛЬЧИРУЮЩИХ МАТЕРИАЛОВ

Жешко А.А. (НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства)

Конструктивные параметры роторного распределяющего рабочего органа машины для внесения мульчирующих материалов существенно влияют на качество формируемой ленты. В статье приведена методика обоснования основных конструктивных параметров роторного распределяющего рабочего органа.

Введение

Основой машины для внесения мульчирующих материалов является серийно выпускающийся в Республике Беларусь кормораздатчик КР-Ф-10, оснащенный дополнительными устройствами: датчиком уровня мульчирующего материала и роторным распределяющим рабочим органом [1, с. 187 – 189].

Датчик уровня обеспечивает согласованную работу продольного и поперечного транспортеров, непрерывную и равномерную подачу мульчирующего материала к ротору и поддерживает на поперечном транспортере необходимую для бесперебойной работы ротора высоту слоя мульчирующего материала. Изменение положения датчика уровня относительно поперечного транспортера по вертикали дает возможность варьировать высоту формируемой ленты в пределах $B=0,12\dots 0,15$ м.

Лопастей ротора захватывают подаваемый поперечным транспортером кормораздатчика материал и отбрасывают его в ленту. Одним из важнейших конструктивных параметров, существенно влияющих на «рассев» материала в ленте является скос лопасти ротора. Точки, принадлежащие скошенной грани, описывают относительно оси вращения ротора окружности, радиусы которых изменяются от минимального r_{min} до максимального r_{max} значений. Кроме того, изменяется рабочая длина лопасти ротора в пределах $l_{min}\dots l_{max}$. Благодаря такому конструктивному решению, каждая лопасть ротора сообщает частицам различные по модулю и направлению скорости.

Целью последующего анализа будет являться нахождение минимального r_{min} и максимального r_{max} радиусов, необходимых для формирования ленты требуемых размеров.

Основная часть

Повернувшись относительно оси вращения на угол β (рисунок 1), лопасть сообщает частице, участвующей в сложном движении, скорость v_{abs} , складывающуюся из относительной v_r и переносной v_T скоростей.

Угол вылета частицы, не попавшей в межлопастное пространство (частицы счесываемой лопастью) определить как:

$$\alpha_1 = 90^\circ - \chi \quad (1)$$

где χ – угол, который образует лопасть с горизонталью при вхождении в поток материала, подаваемого поперечным транспортером, град.